

**Patent Application Publication**

**DE 198 57 710 A 1**

- (54) Transmissions
- (57) Transmissions, such as cone pulley continuously variable transmissions, with at least one axially displaceable cone pulley.



①⑨ **BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 198 57 710 A 1**

⑤① Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**F 16 H 9/18**

②① Aktenzeichen: 198 57 710.9  
②② Anmeldetag: 15. 12. 98  
④③ Offenlegungstag: 24. 6. 99

**DE 198 57 710 A 1**

⑥⑥ Innere Priorität:  
197 57 177. 8      22. 12. 97

⑦① Anmelder:  
LuK Getriebe-Systeme GmbH, 77815 Bühl, DE

⑦② Erfinder:  
Walter, Bernhard, 77704 Oberkirch, DE

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

- ⑤④ Getriebe  
⑤⑦ Getriebe, wie Kegelscheibenumschlingungsgetriebe,  
mit zumindest einer axial verlagerbaren Kegelscheibe.

**DE 198 57 710 A 1**

Die Erfindung betrifft ein Getriebe, wie stufenlos einstellbares Kegelscheibenumschlingungsgetriebe, mit einem ersten Kegelscheibenpaar und einem zweiten Kegelscheibenpaar mit jeweils einer axial verlagerbaren und einer axial feststehenden Kegelscheibe und einem zur Drehmomentübertragung zwischen diesen Kegelscheibenpaaren angeordneten Umschlingungsmittel, mit zumindest einem zwischen einem axial feststehenden Element und einer axial verlagerbaren Kegelscheibe wirksam angeordneten Kraftspeicher.

Solche Getriebe sind beispielsweise durch die DE-OS 195 44 644 bekannt geworden. Bei diesen Getrieben wird beispielsweise eine Schraubenfeder, wie Druckfeder verwendet um eine Vorspannung zwischen einem axial feststehenden Element und einer axial verlagerbaren Kegelscheibe zu erreichen.

Bei solchen Getrieben kann es bei der Anordnung einer zylindrischen Feder dazu kommen, daß unter hoher axialer Beaufschlagung der Feder einzelne Windungen der Feder nach radial außen ausweichen und zwischen der axial verlagerbaren Kegelscheibe und dem axial feststehenden Element eingeklemmt werden. Dies führt zu einer erheblichen Beeinträchtigung der Wirkungsweise des Getriebes.

Der vorliegenden Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, Getriebe der vorbeschriebenen Art bezüglich des Aufbaues, der Kosten und der Funktionsweise zu verbessern. Insbesondere soll das Getriebe mit einem Kraftspeicher ausgebildet sein, der im Betrieb des Getriebes eine sichere Aufnahme findet und nicht unbeabsichtigt Elemente blockiert.

Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, daß der Kraftspeicher einen von einer zylindrischen Form geringfügig abweichenden Querschnitt aufweist, bei welchem sich der Querschnitt in einem ersten axialen Bereich verjüngt und sich in einem zweiten axialen Bereich wieder erweitert. Dadurch wird bei starker axialer Beaufschlagung des Kraftspeichers der Kraftspeicher derart geformt, daß die Windungen sich radial innen an einem Ansatz der axial verlagerbaren Kegelscheibe anlegen und nicht nach radial außen wandern und einzelne Bauteile des Getriebes verklemmen oder blockieren.

Zweckmäßig ist es, wenn der Kraftspeicher eine Druckfeder oder Schraubenfeder mit einzelnen Windungen ist, wobei zumindest die axial äußeren Windungen einen in radialer Richtung größeren Radius aufweisen als zumindest einzelne axial weiter innen angeordnete Windungen.

Ebenfalls kann es bei einem weiteren Ausführungsbeispiel zweckmäßig sein, wenn der Kraftspeicher eine Druckfeder mit einzelnen Windungen ist, wobei zumindest eine axial äußere Windung einen in radialer Richtung größeren Radius aufweist als axial weiter innen angeordnete Windungen.

Ebenso ist es vorteilhaft, wenn der Querschnitt des Kraftspeichers eine doppelkegelartige Kontur aufweist. Auch kann der Querschnitt eine doppelkegelstumpfförmige Kontur aufweisen.

Auch ist bei einem weiteren Ausführungsbeispiel zweckmäßig, wenn das axial feststehende Element und/oder die axial verlagerbare Kegelscheibe eine Aufnahme aufweist, in welche Windungen in den Endbereichen des Kraftspeichers aufgenommen und nach radial außen abgestützt sind.

Vorteilhaft ist es, wenn die Aufnahme in der axial verlagerbaren Kegelscheibe als Umfangsnut ausgestaltet ist, die radial von einem Ansatz umgriffen wird und in welche zumindest eine Windung im Endbereich des Kraftspeichers aufgenommen ist, wobei sich die Windung radial außen an dem Ansatz abstützt und sich in axialer Richtung an der Ke-

gelscheibe abstützt.

Zweckmäßig ist es, wenn die Aufnahme des axial feststehenden Elementes zumindest eine Windung des Kraftspeichers im Endbereich des Kraftspeichers in radialer Richtung nach außen und in axialer Richtung abstützt.

Die Erfindung betrifft weiterhin ein Getriebe, wie stufenlos einstellbares Kegelscheibenumschlingungsgetriebe, mit einem ersten Kegelscheibenpaar und einem zweiten Kegelscheibenpaar mit jeweils einer axial verlagerbaren und einer axial feststehenden Kegelscheibe und einem zur Drehmomentübertragung zwischen diesen Kegelscheibenpaaren angeordneten Umschlingungsmittel, mit zumindest einer Druckkammer, wobei die Druckkammer mittels einer Dichtung abgedichtet ist, die einen elastischen Dichtring und ein im wesentlichen formstabiles Ringelement aufweist.

Dabei ist es vorteilhaft, wenn der elastische Dichtring radial innerhalb des im wesentlichen formstabiles Ringelements angeordnet ist.

Bei einem weiteren erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel ist es zweckmäßig, wenn der elastische Dichtring radial außerhalb des im wesentlichen formstabiles Ringelements angeordnet ist.

Anhand der Fig. 1 bis 5b sei die Erfindung beispielhaft und anhand von Ausführungsbeispielen ohne Beschränkung der Allgemeinheit näher erläutert. Dabei zeigt:

Fig. 1 einen Schnitt durch ein teilweise dargestelltes Getriebe, wie Kegelscheibenumschlingungsgetriebe,

Fig. 2 einen Schnitt eines Kegelscheibenpaares,

Fig. 3a einen Ausschnitt der Fig. 2,

Fig. 3b einen Ausschnitt der Fig. 2,

Fig. 4 einen Ausschnitt eines Kraftspeichers,

Fig. 5a eine Darstellung eines Dichtringes und

Fig. 5b eine Darstellung eines Dichtringes.

Die in der Fig. 1 teilweise dargestellte Ausführungsvariante eines Kegelscheibenumschlingungsgetriebes besitzt ein antriebsseitiges auf der Antriebswelle A drehfest angeordnetes Scheibenpaar 1 und ein auf der Abtriebswelle B drehfest angeordnetes Scheibenpaar 2. Jedes Scheibenpaar hat ein axial bewegbares Scheibenteil 1a und 2a und je ein axial festes Scheibenteil 1b und 2b. Zwischen den beiden Scheibenpaaren ist zur Drehmomentübertragung ein Umschlingungsmittel in Form einer Kette 3 vorgesehen.

In der oberen Hälfte der jeweiligen Darstellung des entsprechenden Scheibenpaares 1, 2 ist jeweils die relative axiale Stellung zwischen den entsprechenden Scheibenteilen 1a, 1b bzw. 2a, 2b gezeigt, die der größten Übersetzung des Getriebes ins Langsame entspricht (underdrive), wohingegen in der unteren Hälfte dieser Darstellungen diejenige Relativposition zwischen den entsprechend zugeordneten Scheibenteilen 1a, 1b bzw. 2a, 2b gezeigt ist, die der größten Übersetzung ins Schnelle (overdrive) entspricht, dargestellt ist.

Das Scheibenpaar 1 ist über ein Stellglied 4, das als Kolben-/Zylindereinheit ausgebildet ist, axial verspannbar. Das Kegelscheibenpaar 2 ist in ähnlicher Weise über ein Stellglied 5, das ebenfalls als Kolben-/Zylindereinheit ausgebildet ist, axial gegen die Kette 3 verspannbar. In dem Druckraum 6 der Kolben-/Zylindereinheit 5 ist ein durch eine Schraubenfeder gebildeter Kraftspeicher 7 vorgesehen, der das axial bewegbare Scheibenteil 2a in Richtung des axial festen Scheibenteils 2b drängt. Wenn sich die Kette 3 abtriebsseitig im radial inneren Bereich des Scheibenpaares 2 befindet, ist die von dem Kraftspeicher 7 aufgebrachte Verspannkraft größer als wenn sich die Kette 3 im größeren Durchmesserbereich des Scheibenpaares 2 befindet. Das bedeutet also, daß mit zunehmender Übersetzung des Getriebes ins Schnelle die von dem Kraftspeicher 7 aufgebrachte Verspannkraft zunimmt. Die Schraubenfeder 7 stützt sich ei-

nerseits unmittelbar am axial bewegbaren Scheibenteil 2a und andererseits an einem den Druckraum 6 begrenzenden topfförmigen und mit der Abtriebswelle B starr verbundenen Bauteil 8 ab.

Wirkungsmäßig parallel geschaltet zu den Kolben-/Zylindereinheiten 4, 5 ist jeweils eine weitere Kolben-/Zylindereinheit 10, 11 vorgesehen, die zur Übersetzungsänderung des Getriebes dienen. Die Druckkammern 12, 13 der Kolben-/Zylindereinheiten 10, 11 können wechselweise entsprechend dem geforderten Übersetzungsverhältnis mit Druckmittel befüllt oder entleert werden. Hierfür können die Druckkammern 12, 13 entsprechend den Erfordernissen entweder mit einer Druckmittelquelle, wie einer Pumpe, verbunden werden oder aber mit einer Ablaßleitung. Bei einer Übersetzungsänderung wird also eine der Druckkammern 12, 13 mit Druckmittel befüllt, also deren Volumen vergrößert, wohingegen die andere Druckkammer 13, 12 zumindest teilweise entleert, also deren Volumen verkleinert wird. Diese wechselseitige Druckbeaufschlagung bzw. Entleerung der Druckkammern 12, 13 kann mittels eines entsprechenden Ventils erfolgen. Bezüglich der Ausgestaltung und der Funktionsweise eines derartigen Ventils wird insbesondere auf den bereits erwähnten Stand der Technik verwiesen. So ist z. B. bei der DE-OS 40 36 683 hierfür ein als Vierkantenschieber ausgebildetes Ventil 36 vorgesehen, das mit einer als Pumpe ausgebildeten Druckmittelquelle 14 versorgt wird.

Zur Erzeugung eines zumindest momentabhängigen Druckes ist ein Drehmomentfühler 14 vorgesehen, der auf einem hydromechanischen Prinzip basiert. Der Drehmomentfühler 14 überträgt das über ein Antriebszahnrad oder Antriebsritzel 15 eingeleitete Drehmoment auf das Kegelscheibenpaar 1. Das Antriebszahnrad 15 ist über ein Wälzlager 16 auf der Antriebswelle A gelagert und ist über einen Formschluß bzw. eine Verzahnung 17 drehfest mit der sich auch axial am Antriebszahnrad 15 abstützenden Kurvenscheibe 18 des Drehmomentfühlers 14 verbunden. Der Momentenfühler 14 besitzt die axial feststehende Kurvenscheibe 18 und eine axial verlagerbare Kurvenscheibe 19, die jeweils Auflauframpen besitzen, zwischen denen Spreizkörper in Form von Kugeln 20 vorgesehen sind. Die Kurvenscheibe 19 ist auf der Antriebswelle A axial verlagerbar, jedoch gegenüber dieser drehfest. Hierfür weist die Kurvenscheibe 19 einen axial von den Kugeln 20 weg weisenden radial äußeren Bereich 19a auf, der eine Verzahnung 19b trägt, die mit einer Gegenverzahnung 21a eines mit der Antriebswelle A sowohl axial als auch in Umfangsrichtung fest verbundenen Bauteils 21 zusammenwirkt. Die Verzahnung 19b und Gegenverzahnung 21a sind dabei in bezug aufeinander derart ausgebildet, daß eine axiale Verlagerung zwischen den Bauteilen 19 und 21 möglich ist.

Die Bauteile des Drehmomentfühlers 14 begrenzen zwei Druckräume 22, 23. Der Druckraum 22 ist durch ein mit der Antriebswelle A starr verbundenes ringförmiges Bauteil 24 sowie durch von der Kurvenscheibe 19 gebildete bzw. getragene Bereiche bzw. Bauteile 25, 26 begrenzt. Der ringförmige Druckraum 23 ist praktisch radial außerhalb des ringförmigen Druckraumes 22, jedoch axial gegenüber letzterem versetzt angeordnet. Begrenzt wird der zweite Druckraum 23 ebenfalls durch das ringförmige Bauteil 24 sowie durch das mit letzterem fest verbundenen hülsenartigen Bauteil 21 und weiterhin durch das mit der Kurvenscheibe 19 fest verbundene ringförmige Bauteil 25, das axial verlagerbar ist und kolbenähnlich wirkt. Das ringförmige Bauteil 24 ist mittels Innenverzahnung und Außenverzahnung der Welle A mit der Welle drehfest verbunden und mittels der Mutter 90 in axialer Richtung abgestützt.

Die den Drehmomentfühler 14 und das Kegelscheiben-

paar 1 tragende Eingangswelle A ist drehmomentfühlerseitig über ein Nadellager 27 und auf der dem Momentenfühler 14 abgewandten Seite des Kegelscheibenpaares 1 über ein die axialen Kräfte aufnehmendes Kugellager 28 und ein für die radialen Kräfte vorgesehenes Rollenlager 29 in einem Gehäuse 30 gelagert. Die das Abtriebscheibenpaar 2 aufnehmende Abtriebswelle B ist an ihrem den Stellgliedern 5 und 11 benachbarten Ende über ein Zweifachkegelrollenlager 31, das sowohl Radialkräfte als auch die in beiden Axialrichtungen auftretenden Axialkräfte abfängt, und auf der den Stellgliedern 5, 11 abgekehrten Seite des Scheibenpaares 2 über ein Rollenlager 32 im Gehäuse 30 gelagert. Die Abtriebswelle B trägt an ihrem den Stellgliedern 5, 11 abgewandten Ende ein Kegelzahnrad 33, das z. B. mit einem Differential in Wirkverbindung steht.

Zur Erzeugung des über den Drehmomentfühler 14 zumindest momentabhängig modulierten Druckes, der für die Verspannung des Kegelscheibenumschlingungsgetriebes erforderlich ist, ist eine Pumpe 34 vorgesehen, die über einen in der Antriebswelle A eingebrachten zentralen Kanal 35, der in wenigstens einen radialen Kanal 36 mündet, mit dem Druckraum 22 des Drehmomentfühlers 14 in Verbindung steht. Die Pumpe 34 ist weiterhin über eine Verbindungsleitung 37 mit der Druckkammer 6 der Kolben-/Zylindereinheit 5 am zweiten Scheibenpaar 2 verbunden. Die Verbindungsleitung 37 mündet in einen in der Abtriebswelle B vorgesehenen zentralen Kanal 38, der wiederum über wenigstens einen radial verlaufenden Kanal 39 mit der Druckkammer 6 verbunden ist.

Der Druckraum 22 des Drehmomentfühlers 14 ist über den gegenüber dem Schnitt gemäß Fig. 1 in Umfangsrichtung versetzten und daher strichliert dargestellten Kanal 40 mit der Druckkammer 9 der Kolben-/Zylindereinheit 4 verbunden. Der Kanal 40 ist in das mit der Welle A starr verbundene ringförmige Bauteil 24 eingebracht. Über den Kanal 40 ist also stets eine Verbindung zwischen dem ersten Druckraum 22 und der Druckkammer 9 vorhanden. In der Antriebswelle A ist weiterhin wenigstens ein Abflußkanal 41 vorgesehen, der mit dem Druckraum 22 in Verbindung steht bzw. in Verbindung bringbar ist und dessen Abflußquerschnitt in Abhängigkeit zumindest des übertragenen Drehmomentes veränderbar ist. Der Abflußkanal 41 mündet in eine zentrale Bohrung 42 der Welle A, die wiederum mit einer Leitung verbunden sein kann, über die das aus dem Drehmomentfühler 14 abfließende Öl, z. B. zur Schmierung von Bauteilen, an die entsprechende Stelle geleitet werden kann. Die axial bewegbaren Rampen- bzw. Kurvenscheibe 19, welche axial verschiebbar auf der Antriebswelle A gelagert ist, bildet mit dem inneren Bereich 26a einen mit dem Abflußkanal 41 zusammenwirkenden Schließbereich, der in Abhängigkeit zumindest des anstehenden Drehmomentes den Abflußkanal 41 mehr oder weniger verschließen kann. Der Schließbereich 26a bildet also in Verbindung mit dem Abflußkanal 41 ein Ventil bzw. eine Drosselstelle. Zumindest in Abhängigkeit des zwischen den beiden Scheiben 18, 19 anstehenden Drehmomentes wird über die als Steuerkolben wirksame Scheibe 19 die Abflußöffnung bzw. der Abflußkanal 41 entsprechend geöffnet oder geschlossen, wodurch ein wenigstens dem anstehenden Moment entsprechender, durch die Pumpe 34 aufgebrachter Druck zumindest in dem Druckraum 22 erzeugt wird. Da der Druckraum 22 mit der Druckkammer 9 und über die Kanäle bzw. Leitungen 35, 36, 37, 38 und 39 auch mit der Druckkammer 6 in Verbindung steht, wird auch in diesen Kammern 9, 6 ein entsprechender Druck erzeugt.

Aufgrund der Parallelschaltung der Kolben-/Zylindereinheiten 4, 5 mit den Kolben-/Zylindereinheiten 10, 11 werden die durch den vom Drehmomentfühler 14 gelieferten Druck

auf die axial verlagerbaren Scheiben 1a, 2a erzeugten Kräfte hinzuaddiert zu den Kräften, welche auf diese Scheiben 1a, 2a einwirken infolge des in den Kammern 12, 13 vorhandenen Druckes für die Einstellung der Übersetzung des Getriebes.

Die Versorgung mit Druckmittel der Druckkammer 12 erfolgt über einen in der Welle A vorgesehenen Kanal 43, der über eine radiale Bohrung 44 mit einer in die Welle A eingebrachten Ringnut 45 in Verbindung steht. Von der Ringnut 45 geht wenigstens ein in das ringförmige Bauteil 24 eingebrachter Kanal 46 aus, der eine Verbindung herstellt mit dem in das hülsenförmige Bauteil 21 eingebrachten radialen Durchlaß 47, der in die Druckkammer 12 mündet. In ähnlicher Weise wird auch die Druckkammer 13 mit Öl versorgt, und zwar über den um den Kanal 38 gelegten Kanal 48, der über radial verlaufende Verbindungskanäle 49 mit der Druckkammer 13 kommuniziert. Die Kanäle 43 und 48 werden von einer gemeinsamen Druckquelle unter Zwischenschaltung wenigstens eines Ventils 50 über Verbindungsleitungen 51, 52 versorgt. Die mit dem Ventil 50 bzw. dem Ventilsystem 50 in Verbindung stehende Druckquelle 53 kann durch eine separate Pumpe gebildet sein oder aber auch durch die bereits vorhandene Pumpe 34, wobei dann ein entsprechendes Volumen- bzw. Druckverteilungssystem 54, das mehrere Ventile umfassen kann, erforderlich ist. Diese Alternativlösung ist strichliert dargestellt.

Der bei Druckbeaufschlagung wirkungsmäßig parallel mit dem Druckraum 22 geschaltete Druckraum 23 ist in der in der oberen Hälfte der Darstellung des Kegelscheibenpaares 1 gezeigten relativen Lage der einzelnen Bauteile von einer Druckmittelversorgung getrennt, und zwar, weil die mit dem Druckraum 23 in Verbindung stehenden Kanäle bzw. Bohrungen 55, 56, 57, 58, 59, 60 nicht mit einer Druckmittelquelle, wie insbesondere der Pumpe 34, in Verbindung stehen. Aufgrund der Position der axial verlagerbaren Scheibe 1a ist die radiale Bohrung 60 voll geöffnet, so daß der Raum 23 druckmäßig voll entlastet ist. Die infolge des zu übertragenden Drehmomentes vom Drehmomentfühler auf die Nocken bzw. Kurvenscheibe 19 ausgeübte Axialkraft wird lediglich über das sich im Druckraum 22 aufbauende Druckkölpolster abgefangen. Dabei ist der im Druckraum 22 anstehende Druck um so höher je größer das zu übertragende Drehmoment ist. Dieser Druck wird, wie bereits erwähnt, über die als Drosselventil wirksamen Bereiche 26a und Abflußbohrung 41 gesteuert.

Bei einer Übersetzungsänderung ins Schnelle wird die Kegelscheibe 1a nach rechts in Richtung der Kegelscheibe 1b verlagert. Dies bewirkt am Kegelscheibenpaar 2, daß die Kegelscheibe 2a sich von der axial festen Kegelscheibe 2b axial entfernt. Wie bereits erwähnt, sind in den oberen Hälften der Darstellungen der Kegelscheibenpaare 1, 2 die Relativstellungen zwischen den Scheiben 1a, 1b und 2a, 2b dargestellt, welche der Extremposition für eine Übersetzung ins Langsame entspricht, wohingegen in den unteren Hälften dieser Darstellungen die Relativpositionen zwischen den entsprechenden Scheiben 1a, 1b und 2a, 2b gezeigt sind, die der anderen Extremstellung der Scheiben 1a, 1b und 2a, 2b relativ zueinander für eine Übersetzung ins Schnelle entsprechen.

Um von dem in den oberen Hälften der Darstellungen der Kegelscheibenpaare 1, 2 gezeigten Übersetzungsverhältnis überzugehen in das in den entsprechenden unteren Hälften gezeigte Übersetzungsverhältnis wird durch entsprechende Steuerung des Ventils 50 die Druckkammer 12 entsprechend befüllt und die Druckkammer 13 entsprechend entleert bzw. im Volumen verringert.

Die axial verlagerbaren Kegelscheiben 1a, 2a sind mit der ihnen zugeordneten Welle A bzw. B jeweils über eine Ver-

bindung 61, 62 mittels Verzahnungen drehfest gekoppelt. Die durch eine Innenverzahnung an den Scheiben 1a, 2a und eine Außenverzahnung an den Wellen A und B gebildeten drehfesten Verbindungen 61, 62 ermöglichen eine axiale Verlagerung der Scheiben 1a, 2a auf der entsprechenden Welle A, B.

Die in der oberen Hälfte der Darstellung des antreibenden Scheibenpaares 1 strichpunktirt dargestellte Stellung der axial verlagerbaren Scheibe 1a und der Kette 3 entspricht der höchstmöglichen Übersetzung des Getriebes ins Schnelle. Der strichpunktirt dargestellten Position der Kette 3 des Scheibensatzes 1 ist die voll ausgezogene Darstellung der Kette 3 des Scheibensatzes 2 zugeordnet.

Die in der unteren Hälfte der Darstellung des getriebenen Scheibensatzes 2 strichpunktirt dargestellte Position der axial verlagerbaren Kegelscheibe 2a und der Kette 3 entspricht der größtmöglichen Übersetzung des Getriebes ins Langsame. Dieser Position der Kette 3 ist die in der oberen Hälfte der Darstellung des ersten Scheibensatzes 1 voll ausgezogen dargestellte Position der Kette zugeordnet.

Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel besitzen die Scheiben 1a, 2a radial innen Zentrierbereiche 63, 64 bzw. 65, 66, über die sie unmittelbar auf der entsprechenden Welle A bzw. B aufgenommen bzw. zentriert sind. Die praktisch spielfrei auf der Mantelfläche der Welle A aufgenommenen Führungsbereiche 63, 64 der axial verlagerbaren Scheibe 1a bilden in Verbindung mit den Kanälen 59, 60 Ventile, wobei die Scheibe 1a in bezug auf die Kanäle 59, 60 praktisch als Ventilschieber dient. Bei einer Verlagerung der Scheibe 1a aus der in der oberen Hälfte der Darstellung des Scheibensatzes 1 gezeigten Position nach rechts, wird nach einer bestimmten Wegstrecke der Kanal 60 mit zunehmendem Axialweg der Scheibe 1a durch den Führungsbereich 64 allmählich verschlossen. Das bedeutet also, daß der Führungsbereich 64 radial über dem Kanal 60 zu liegen kommt. In dieser Lage ist auch der Kanal 59 radial nach außen hin durch die Kegelscheibe 1a verschlossen, und zwar durch den Führungsbereich 63. Bei Fortsetzung der axialen Verlagerung der Scheibe 1a in Richtung der Scheibe 1b bleibt der Kanal 60 verschlossen, wohingegen die Scheibe 1a bzw. deren Steuer- bzw. Führungsbereich 63 den Kanal 59 allmählich öffnet. Dadurch wird über den Kanal 59 eine Verbindung zwischen der Druckkammer 9 der Zylinder-/Kolben-einheit 4 und dem Kanal 58 hergestellt, wodurch wiederum über die Kanäle 57, 56 und 55 eine Verbindung zum Druckraum 23 hergestellt wird. Da der Kanal 60 praktisch geschlossen ist und nun eine Verbindung zwischen der Druckkammer 9 und den beiden Druckräumen 22 und 23 vorhanden ist, stellt sich in den beiden Druckräumen 22, 23 und in der Druckkammer 9 und somit auch in der über den Kanal 35 und die Leitungen 37, 38 mit diesen wirkungsmäßig verbundenen Kammer 6 – abgesehen von den im Übertragungsweg eventuell vorhandenen geringen Verlusten – praktisch der gleiche Druck ein. Durch die übersetzungsabhängige Verbindung zwischen den beiden Druckräumen 22 und 23 ist die axial wirksame Fläche des im Drehmomentfühler 14 vorhandenen Druckmittelpolsters vergrößert worden, und zwar, weil die axial wirksamen Flächen der beiden Druckräume 22, 23 wirkungsmäßig sich addieren. Diese Vergrößerung der axial wirksamen Abstützfläche bewirkt, daß bezogen auf ein gleiches Drehmoment der vom Drehmomentfühler aufgebaute Druck praktisch proportional zur Flächenzunahme verringert ist, was wiederum bedeutet, daß auch in den Druckkammern 9 und 6 ein entsprechend reduzierter Druck anliegt. Es kann also mittels des erfindungsge-mäßen Drehmomentfühlers 14 auch eine der drehmoment-abhängigen Modulierung des Druckes überlagerte übersetzungsabhängige Modulierung des Druckes erzeugt werden.

Der dargestellte Drehmomentfühler 14 ermöglicht praktisch eine zweistufige Modulierung des Druckes bzw. des Druckniveaus.

Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind die beiden Kanäle 59, 60 in bezug zueinander und zu den mit diesen zusammenwirkenden Bereichen 63, 64 der Scheibe 1a derart angeordnet bzw. ausgebildet, daß die Umschaltung von dem einen Druckraum 22 auf beide Druckräume 22 und 23 und umgekehrt bei einem Übersetzungsverhältnis von ca. 1 : 1 des Kegelscheibenumschlingungsgetriebes erfolgt. Wie bereits angedeutet, kann jedoch eine derartige Umschaltung aufgrund der konstruktiven Ausführung nicht schlagartig erfolgen, so daß es einen Übergangsbereich gibt, bei dem der Abflußkanal 60 zwar bereits geschlossen ist, der Verbindungskanal 59 jedoch noch keine Verbindung mit der Druckkammer 9 aufweist. Um in diesem Übergangsbereich die Funktion des Getriebes bzw. des Drehmomentfühlers 14 zu gewährleisten, wofür eine axiale Verlagerungsmöglichkeit der Kurvenscheibe 19 sicherstellt sein muß, sind Ausgleichsmittel vorgesehen, die eine Volumenänderung des Druckraumes 23 ermöglichen, so daß der Drehmomentfühler 14 pumpen kann, was bedeutet, daß die Zylinderbauteile und die Kolbenbauteile des Drehmomentfühlers 14 axial zueinander sich bewegen können. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind diese Ausgleichsmittel durch eine Zungen- bzw. Lippendichtung 67 gebildet, die in einer radialen Nut des ringförmigen Bauteils 24 aufgenommen ist und mit der inneren Zylinderfläche des Bauteils 25 zusammenwirkt, um die beiden Druckräume 22, 23 in bezug aufeinander abzudichten. Der Dichtungsring 67 ist dabei derart ausgebildet und angeordnet, daß dieser nur in einer axialen Richtung absperrt bzw. einen Druckausgleich zwischen den beiden Kammern 22 und 23 verhindert, wohingegen in die andere axiale Richtung zumindest bei Vorhandensein eines positiven Differenzdruckes zwischen dem Druckraum 23 und dem Druckraum 22 ein Druckausgleich bzw. eine Durchströmung des Dichtringes 67 möglich ist. Der Dichtungsring 67 wirkt also ähnlich wie ein Rückschlagventil, wobei eine Strömung von dem Druckraum 22 in den Druckraum 23 verhindert wird, jedoch ein Durchströmen der durch den Dichtungsring 67 gebildeten Dichtungsstelle bei einem gewissen Überdruck im Druckraum 23 gegenüber dem Druckraum 22 möglich ist. Bei einer Bewegung der Kurvenscheibe 19 nach rechts kann also Druckflüssigkeit vom verschlossenen Druckraum 23 in den Druckraum 22 fließen. Bei einer darauf folgenden Bewegung der Kurvenscheibe 19 nach links kann im Druckraum 23 zwar ein Unterdruck entstehen und sich gegebenenfalls gar Luftbläschen innerhalb des Öls bilden. Dies ist jedoch für die Funktion des Drehmomentfühlers bzw. des Kegelscheibenumschlingungsgetriebes nicht schädlich.

Anstatt der rückschlagventilähnlich wirkenden Dichtung 67 könnte auch ein zwischen den beiden Druckräumen 22, 23 wirksames Rückschlagventil vorgesehen werden, das in dem ringförmigen Bauteil 24 installiert wäre. Es könnte dann eine in beide axiale Richtungen wirksame Abdichtung 67 Verwendung finden. Weiterhin könnte ein derartiges Rückschlagventil auch derart angeordnet werden, daß dieses zwischen den beiden Kanälen 35 und 58 wirksam ist. Das Rückschlagventil muß dabei derart angeordnet sein, daß ein Volumenstrom von dem Druckraum 23 in Richtung des Druckraumes 22 möglich ist, in umgekehrter Richtung das Rückschlagventil jedoch sperrt.

Aus der vorausgegangenen Funktionsbeschreibung geht hervor, daß praktisch über den gesamten Teilbereich des Übersetzungsbereiches, in dem das Getriebe ins Langsame übersetzt (underdrive), die durch die an den Scheiben 18, 19 vorgesehenen Kugelrampen erzeugte Axialkraft lediglich

durch die vom Druckraum 22 gebildete, axial wirksame Fläche abgestützt wird, wohingegen praktisch über den gesamten Teilbereich des Übersetzungsbereiches, in dem das Getriebe ins Schnelle übersetzt (overdrive), die durch die Kugelrampen auf die Scheibe 19 erzeugte Axialkraft durch beide axial wirksame Flächen der Druckräume 22, 23 abgefangen wird. Somit ist, bezogen auf ein gleiches Eingangsmoment, bei einer Übersetzung des Getriebes ins Langsame der vom Drehmomentfühler erzeugte Druck höher als derjenige, der vom Drehmomentfühler 14 erzeugt wird bei einer Übersetzung des Getriebes ins Schnelle. Wie bereits erwähnt, ist das dargestellte Getriebe derart ausgelegt, daß der Umschaltpunkt, der eine Verbindung oder eine Trennung zwischen den beiden Druckräumen 22, 23 bewirkt, im Bereich einer Getriebeübersetzung von ca. 1 : 1 liegt. Durch entsprechende Anordnung und Ausgestaltung der Kanäle 59, 60 und der mit diesen zusammenwirkenden Bereiche 63, 64 der Kegelscheibe 1a kann jedoch der Umschaltpunkt bzw. der Umschaltbereich innerhalb des Gesamtübersetzungsbereiches des Kegelscheibengetriebes entsprechend verlagert werden.

Die Verbindung bzw. Trennung zwischen den beiden Druckräumen 22, 23 kann auch über ein hierfür vorgesehenes spezielles Ventil erfolgen, das im Bereich eines die beiden Druckräume 22, 23 verbindenden Kanals angeordnet sein kann, wobei dieses Ventil darüber hinaus nicht unmittelbar über die Scheibe 1a oder 2a betätigbar sein muß, sondern z. B. von einer äußeren Energiequelle betätigbar sein kann. Hierfür kann z. B. ein elektromagnetisch, hydraulisch oder pneumatisch betätigbares Ventil Verwendung finden, das in Abhängigkeit des Übersetzungsverhältnisses bzw. einer Übersetzungsänderung des Getriebes schaltbar sein kann. Es kann z. B. ein sogenanntes 3/2-Ventil Verwendung finden, das eine Verbindung oder Trennung zwischen den beiden Druckräumen 22, 23 bewirkt. Es können jedoch auch Druckventile Verwendung finden. Ein entsprechendes Ventil könnte im Bereich einer die beiden Kanäle 35 und 58 verbindenden Leitung vorgesehen werden, wobei dann die beiden Kanäle 59 und 60 verschlossen bzw. nicht vorhanden sind. Das entsprechende Ventil ist derart geschaltet bzw. angeschlossen, daß bei getrennten Druckräumen 22, 23 der Druckraum 23 über das Ventil druckentlastet ist. Hierfür kann das Ventil mit einer in den Ölsumpf zurückführenden Leitung verbunden sein.

Bei Verwendung eines von außen steuerbaren Ventils kann dieses auch noch in Abhängigkeit anderer Parameter betätigbar sein. So kann dieses Ventil beispielsweise auch in Abhängigkeit von im Antrieb auftretenden Drehmomentstößen betätigbar sein. Dadurch kann beispielsweise ein Durchrutschen der Kette zumindest bei bestimmten Betriebszuständen bzw. Übersetzungsbereichen des Kegelscheibengetriebes vermieden bzw. wenigstens reduziert werden.

Bei der in Fig. 1 dargestellten Konstruktion ist der Drehmomentfühler 14 antriebsseitig und der axial verlagerbaren Kegelscheibe 1a benachbart angeordnet. Der Drehmomentfühler 14 kann jedoch im Drehmomentfluß an einer beliebigen Stelle vorgesehen und entsprechend adaptiert werden. So kann ein Drehmomentfühler 14, wie an sich bekannt, auch abtriebsseitig, z. B. auf der Abtriebswelle B, vorgesehen werden. Ein derartiger Drehmomentfühler kann dann – in ähnlicher Weise wie der Drehmomentfühler 14 – der axial verlagerbaren Kegelscheibe 2a benachbart sein. Auch können, wie an sich auch bekannt, mehrere Drehmomentfühler Verwendung finden. So kann z. B. sowohl antriebsseitig als auch abtriebsseitig ein entsprechender Drehmomentfühler angeordnet werden.

Auch kann der erfindungsgemäße Drehmomentfühler 14 mit wenigstens zwei Druckräumen 22, 23 mit anderen an

sich bekannten Maßnahmen zur Drehmomentabhängigen und/oder Übersetzungsabhängigen Druckmodulierung kombiniert werden. So könnten beispielsweise die Wälzkörper 20, ähnlich wie dies in der DE-OS 42 34 294 beschrieben ist, in Abhängigkeit einer Übersetzungsänderung in radialer Richtung entlang der mit diesen zusammenwirkenden Abwälzrampen bzw. Abwälzbahnen verlagerbar sein.

Bei der beschriebenen Ausführungsform gemäß Fig. 1 ist die Druckkammer 6 mit dem Drehmomentfühler 14 verbunden. Es kann jedoch auch die äußere Druckkammer 13 mit dem vom Drehmomentfühler 14 gelieferten Druck beaufschlagt werden, wobei dann die innere Druckkammer 6 zur Übersetzungsänderung dient. Hierfür ist es lediglich erforderlich, die Anschlüsse der beiden Leitungen 52 und 37 am zweiten Scheibensatz 2 alternieren bzw. gegenseitig auszutauschen.

Bei der Ausführungsform des Drehmomentfühlers 14 gemäß Fig. 1 sind die diesen bildenden Teile weitgehend aus Blech hergestellt. So können insbesondere die Kurvenscheiben 18 und 19 als Blechformteil, z. B. durch Prägen, hergestellt werden.

Die Fig. 2 zeigt ein Kegelscheibenpaar 100 mit einer axial feststehenden ersten Kegelscheibe 101 und einer relativ dazu axial verlagerbaren Kegelscheibe 102. Die axial feststehende Kegelscheibe 101 ist mit einer Welle 104 axial fest und drehfest verbunden oder mit dieser einteilig oder einstückig ausgebildet. An der Kegelscheibe 101 ist an einem Ansatz 105 eine Verzahnung 103 vorgesehen, die beispielsweise eine Verzahnung eines weiteren Elementes kämmen kann. Ein solches Element kann beispielsweise eine Antriebswelle einer Hydraulikpumpe sein, wie von der Verzahnung angetrieben werden kann. Ebenso kann diese Verzahnung zur Arretierung des Scheibensatzes als Parksperre verwendbar sein.

Die axial verlagerbare Kegelscheibe 102 ist auf der Welle 104 axial verlagerbar aber drehfest angeordnet. Die drehfeste Verbindung erfolgt mittels einer Innenverzahnung der Kegelscheibe, die in eine Außenverzahnung der Welle 104 eingreift. Die Verstellung der axialen Position der Kegelscheibe 102 und die Anpressung des Umschlingungsmittels 112 zwischen den Kegelscheiben erfolgt unter gezielter Druckbeaufschlagung der beiden Druckräume 110 und 111.

Der Druckraum 110 wird zum einen von dem in wesentlichen kreisringförmigen Element 120a, 120b und zum anderen von den kreisringförmigen Armen 121a, 121b des axial feststehenden Elementes 121 gebildet. Die kreisringförmigen Elemente sind beispielsweise als Tiefziehteile ausgebildet, die radial außen miteinander verbunden sind. Das Element 120a ist als im Schnitt c-förmiges Bauteil ausgebildet, wobei sich das in radialer Richtung erstreckende Stück an der Kegelscheibe in axialer Richtung abstützt. Das im Schnitt im wesentlichen s-förmige Element 120b ist radial außen mit dem Element 120a beispielsweise über eine Schweißnaht verbunden. Im radial inneren Endbereich des Elementes 120b ist in einer Aufnahme, wie Umfangsnut, ein Dichtelement 125 aufgenommen, welches mit der Zylinderfläche 126 des Elementes 121 dichtend in Kontakt steht. Gleichzeitig ist der innere Arm des Elementes 120a mittels der Dichtung 131, die in einer Aufnahme, wie Umfangsnut, des Arms 121b aufgenommen ist, dichtend abgestützt.

Der Druckraum 111 wird zum einen von der Welle 104 und der axial verlagerbaren Kegelscheibe sowie zum anderen von dem radial inneren Arm des kreisringförmigen Elementes 120a und von dem kreisringförmigen Element 121 mit dem Arm 121b gebildet.

Das Element 121 ist vorzugsweise als Schmiedeteil oder Gußteil oder Blechteil ausgebildet und wird axial von dem Zwischenstück, wie Lagerinnenring 145, und dem Haltermittel,

wie Mutter, 146 gehalten. Der Lagerinnenring ist mit der Welle 104 in Umfangsrichtung formschlüssig, wie drehfest, verbunden. Ebenso kann es zweckmäßig sein, wenn der Lagerinnenring reibschlüssig mittels eines Preßsitzes mit der Welle verbunden ist. Das nicht dargestellte Wälzlager stützt sich mit seinem Lageraußenring am Gehäuse ab und lagert somit die Welle drehbar im Gehäuse. In den radial äußeren Endbereichen der Arme 121a und 121b sind Dichtungen 130, 131 mit Dichtringen 121c, 121d in Aufnahmen, wie Umfangsnuten, aufgenommen. Das Haltermittel greift mit einem Kragen radial innen in eine Umfangsnut der Welle 104 ein und sichert somit die axiale Position des Elementes 121. Die Elemente 145 und 146 dienen auch der Lagerung der Welle 104 mittels eines nicht dargestellten Gleit- oder Wälzlagers. Diese Bauteile sind in einem zweckmäßigen Ausführungsbeispiel vorteilhaft mit einer Innenverzahnung versehen, die in eine Außenverzahnung der Welle 104 eingreift und die Bauteile drehfest mit der Welle verbindet. Der Lagerinnenring 145 ist drehfest mit der Welle 104 verbunden. Der nicht dargestellte Lageraußenring ist dabei in einer Aufnahme des Getriebegehäuses aufgenommen. Die Wälzkörper, wie Kugeln, Kegel oder Zylinder, des Lagers, wie Kugellager oder Zylinderrollenlager, sind vorteilhaft zwischen sich in radialer Richtung erstreckenden Stegen des Lageraußenrings aufgenommen.

Das Element 121 kann mittels formschlüssiger Verbindung mittels Verzahnung und Gegenverzahnung mit der Welle verbunden sein. In einem weiteren vorteilhaften Ausführungsbeispiel ist es zweckmäßig, wenn das Element 121 mittels reibschlüssiger Verbindung, wie Preßsitz, mit der Welle verbunden ist.

Die Dichtringe 121c sind vorteilhaft als zweiteilige Dichtringe mit einem radial innen liegenden elastischen Ringelement in vorteilhafter Weise aus einem Elastomer und einem radial außen liegendem im wesentlichen formstabilen Ringelement, beispielsweise aus PTFE, wie Teflon, wobei das elastische Ringelement das nicht elastische Ringelement aufgrund seiner Elastizität gegen eine Gegendichtfläche beaufschlagt, siehe auch die Fig. 6a und 6b.

Die Druckräume stehen über die Kanäle 140, 141 mit einer Druckmittelversorgung mit Ventilen und Hydraulikpumpe in Verbindung. Die Kanäle sind durch Bohrungen in radialer Richtung ausgebildet und stehen mit in axialer Richtung innerhalb der Welle 104 verlaufenden Kanälen, die in Fig. 1 dargestellt sind, in Verbindung. Die Verbindung 142 des Teiles 121 steht mit der Verbindung 141 in Fluidverbindung. Die Verbindung 142 ist durch zwei Bohrungen 142a, 142b ausgebildet, wobei die eine Bohrung 142a im Endbereich durch einen Stopfen 143 verschlossen ist.

Der Kraftspeicher 150 ist innerhalb des Raumbereiches 111 angeordnet und unter Vorspannung zwischen den axial feststehenden Element 121 und der axial verlagerbaren Kegelscheibe 102 angeordnet. Die Endwindungen des Kraftspeichers sind in Aufnahmebereiche aufgenommen, in welchen sie axial abgestützt und radial abgestützt sind.

Die obere Hälfte der Fig. 2 zeigt eine Stellung des Kegelscheibenpaares mit einer niedrigen Übersetzung des Getriebes und die untere Hälfte der Fig. 2 eine Stellung mit einer hohen Getriebeübersetzung. In der oberen Figurenhälfte ist der Kraftspeicher relativ entspannt und nur die Endwindungen liegen an den Aufnahmebereichen an. In dieser Darstellung ist die Kontur des Kraftspeichers gut zu erkennen. Der Radius verjüngt sich zur Mitte der Feder hin und weitet sich zu den beiden Endbereichen wieder auf. In der unteren Figurenhälfte der Fig. 2 ist der Kraftspeicher relativ gespannt und neben den Endwindungen liegt auch eine mittlere Windung an dem Fuß der Kegelscheibe an und wird von dieser zentriert.



Die Fig. 3a und 3b zeigen Anordnungen des Kraftspeichers 150 zwischen der axial verlagerbaren Kegelscheibe 102 und dem axial feststehenden Element 121. In der Darstellung der Fig. 3a ist die Übersetzung gering und die beiden Kegelscheiben 101, 102 stehen relativ dicht beisammen. In der Darstellung der Fig. 3b ist die Übersetzung groß und die beiden Kegelscheiben 101, 102 stehen relativ weit auseinander. Der Kraftspeicher 150 greift mit einer Endwindung 151 in ein Aufnahme 152 der Kegelscheibe 102. Dort stützt sich der Kraftspeicher 150 mit seiner Endwindung 151 axial und radial nach außen ab. An seiner anderen Endwindung 153 stützt sich der Kraftspeicher 150 axial und radial außen an dem feststehenden Element 121 im Bereich einer Aufnahme 154 ab. Die Aufnahme 152 ist als Umfangsnut in der Kegelscheibe ausgestaltet. Die Aufnahme 154 ist als Endbereich mit einer radial ausgerichteten Kante ausgebildet. Bei der Darstellung der Fig. 3a ist die zweite Windung von rechts radial innen nicht zentriert oder abgestützt, wobei sie in der Darstellung der Fig. 3b im komprimierten Zustand an dem Fuß 102a der Kegelscheibe radial innen abgestützt und zentriert ist.

Der Drahtquerschnitt des Kraftspeichers ist in dem Ausführungsbeispiel der Fig. 3a, 3b im wesentlichen rund, wobei auch Abflachungen vorgesehen sein können. Ebenfalls kann der Querschnitt des Federdrahtes in einem anderen Ausführungsbeispiel auch einen ovalen oder eckigen, wie quadratischen oder rechteckigen, Querschnitt aufweisen. Die Feder ist vorzugsweise in ihrer maximal gespannten Einbaulage, wenn die beiden Kegelscheiben 101, 102 in der Position maximaler Übersetzung (overdrive) sind.

Die Fig. 4 zeigt einen Kraftspeicher 200 in einem Halbschnitt. Die Endwindungen 201 und 202 weisen jeweils einen Radius  $R_1$  und  $R_3$  auf, der größer ist als der Radius  $R_2$  in der Mitte der Feder. Der kleinste Radius  $R_2$  kann auch bei einer Länge  $l_1$  vom einen Rand der Feder oder  $l_2$  von dem anderen Rand der Feder sein, wobei die Länge der Feder mit  $l$  bezeichnet ist. Dadurch wird einem negativen Fliehkrafteinfluß auf die Windungen derart entgegengewirkt, daß sich die Windungen nicht übermäßig nach radial außen ausdehnen.

Der Kraftspeicher mit sich verjüngendem und wieder aufweitendem Querschnitt ist vorteilhaft in einem Druckraum des ersten antriebsseitigen und/oder des zweiten abtriebsseitigen Kegelscheibenpaares angeordnet. Dabei ist es auch vorteilhaft, wenn der Kraftspeicher außerhalb eines Druckraumes angeordnet ist und die axial verlagerbare Kegelscheibe beaufschlagt. Der Kraftspeicher ist vorteilhaft koaxial zur Welle 104 der axial verlagerbaren Kegelscheibe angeordnet. Bei Kegelscheibenumschlingungsgetrieben mit jeweils einer Druckkammer zur Druckbeaufschlagung zur Übersetzungsverstellung und zur Anpressungssteuerung des Umschlingungsmittels, wie Kette oder Band, ist es vorteilhaft, wenn der Kraftspeicher in dem radial inneren Druckraum angeordnet ist. Ebenso ist es in einem anderen Ausführungsbeispiel zweckmäßig, wenn der Kraftspeicher in dem radial äußeren Druckraum angeordnet ist.

In einem vorteilhaften Ausführungsbeispiel ist es zweckmäßig, wenn der Kraftspeicher auf der Seite eines Kegelscheibenpaares angeordnet ist, auf welcher die Eingangswelle des Getriebes angeordnet ist. In einem anderen Ausführungsbeispiel ist es vorteilhaft, wenn der Kraftspeicher auf der Seite eines Kegelscheibenpaares angeordnet ist, welche der Eingangswelle des Getriebes gegenüber liegt.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn der Kraftspeicher nur wenige Windungen, vorzugsweise 2 bis 8 Windungen, wie insbesondere 3 bis 6 Windungen, wie 4 Windungen aufweist.

Die Fig. 5a und 5b zeigen Dichtungen beispielsweise in den Aufnahmen 400 und/oder 420 der Arme 121a, 121b

oder in anderen vorteilhaften Ausführungsvarianten eines erfindungsgemäßen Getriebes auch an anderen Bauteilen des Kegelscheibenumschlingungsgetriebes. Die Dichtungen sind zur Abdichtung von Druckkammern oder Kolben/Zylindereinheiten vorgesehen. In den Aufnahmen ist ein ringförmiger elastischer Dichtring 401, 410 aufgenommen, der radial außen von einem im wesentlichen nicht elastischen ringförmigen Element 402, 411 umgeben ist. Das im wesentlichen nicht elastische oder im wesentlichen formstabile ringförmige Ringelement 402, 411 wird durch den elastischen Ring gegen die Gegendichtfläche des Elementes 120a beaufschlagt, wodurch der entsprechende Raumbereich abgedichtet wird. Der radial außen angeordnete formstabile Ring kann eine Ausdehnung in axialer Richtung aufweisen, siehe Abb. 6b oder er kann seitliche Wangen 412 aufweisen, die sich auch in radialer Richtung nach innen erstrecken und den elastischen Ring 410 zwischen sich aufnehmen und in axialer Richtung sichern. Die formstabilen Ringe können somit im wesentlichen u-förmig ausgebildet sein, wobei sie radial außen eine ringförmige Fläche aufweisen, die an einer Gegenfläche anliegen. Entsprechend des erfinderischen Gedankens kann die Dichtung auch derart ausgebildet sein, daß der elastische Ring radial außen angeordnet ist und der formstabile Ring radial innerhalb des elastischen Ringes angeordnet ist. Dabei können die Wangen nach radial außen weisen und die Gleitfläche radial innen angeordnet sein.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmale zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmale der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Die Gegenstände dieser Unteransprüche bilden jedoch auch selbständige Erfindungen, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

Die Erfindung ist auch nicht auf die Ausführungsbeispiele der Beschreibung beschränkt. Vielmehr sind im Rahmen der Erfindung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten erfinderisch sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

#### Patentansprüche

1. Getriebe, wie stufenlos einstellbares Kegelscheibenumschlingungsgetriebe, mit einem ersten Kegelscheibenpaar und einem zweiten Kegelscheibenpaar mit jeweils einer axial verlagerbaren und einer axial feststehenden Kegelscheibe und einem zur Drehmomentübertragung zwischen diesen Kegelscheibenpaaren angeordneten Umschlingungsmittel, mit zumindest einem zwischen einem axial feststehenden Element und einer axial verlagerbaren Kegelscheibe wirksam angeordneten Kraftspeicher.



2. Getriebe, wie stufenlos einstellbares Kegelscheibenumschlingungsgetriebe, mit einem ersten Kegelscheibenpaar und einem zweiten Kegelscheibenpaar mit jeweils einer axial verlagerbaren und einer axial feststehenden Kegelscheibe und einem zur Drehmomentübertragung zwischen diesen Kegelscheibenpaaren angeordneten Umschlingungsmittel, mit zumindest einem zwischen einem axial feststehenden Element und einer axial verlagerbaren Kegelscheibe wirksam angeordneten Kraftspeicher, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftspeicher einen von einer zylindrischen Form geringfügig abweichenden Querschnitt aufweist, bei welchem sich der Querschnitt in einem ersten axialen Bereich verjüngt und sich in einem zweiten axialen Bereich wieder erweitert. 5 10 15
3. Getriebe insbesondere nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftspeicher eine Druckfeder mit einzelnen Windungen ist, wobei zumindest die axial äußeren Windungen einen in radialer Richtung größeren Radius aufweisen als axial weiter innen angeordnete Windungen. 20
4. Getriebe insbesondere nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftspeicher eine Druckfeder mit einzelnen Windungen ist, wobei zumindest eine axial äußere Windung einen in radialer Richtung größeren Radius aufweist als axial weiter innen angeordnete Windungen. 25
5. Getriebe insbesondere nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Querschnitt des Kraftspeichers eine doppelkegelartige Kontur aufweist. 30
6. Getriebe insbesondere nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das axial feststehende Element und/oder die axial verlagerbare Kegelscheibe eine Aufnahme aufweist, in welche Windungen in den Endbereichen des Kraftspeichers aufgenommen und nach radial außen abgestützt sind. 35
7. Getriebe insbesondere nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Aufnahme in der axial verlagerbaren Kegelscheibe als Umfangsnut ausgestaltet ist, die radial von einem Ansatz umgriffen wird und in welche zumindest eine Windung im Endbereich des Kraftspeichers aufgenommen ist, wobei sich die Windung radial außen an dem Ansatz abstützt und sich in axialer Richtung an der Kegelscheibe abstützt. 40
8. Getriebe insbesondere nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Aufnahme des axial feststehenden Elementes zumindest eine Windung des Kraftspeichers im Endbereich des Kraftspeichers in radialer Richtung nach außen und in axialer Richtung abstützt. 45 50
9. Getriebe, wie stufenlos einstellbares Kegelscheibenumschlingungsgetriebe, mit einem ersten Kegelscheibenpaar und einem zweiten Kegelscheibenpaar mit jeweils einer axial verlagerbaren und einer axial feststehenden Kegelscheibe und einem zur Drehmomentübertragung zwischen diesen Kegelscheibenpaaren angeordneten Umschlingungsmittel, mit zumindest einer Druckkammer, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckkammer mittels einer Dichtung abgedichtet ist, die einen elastischen Dichtring und ein im wesentlichen formstabiles Ringelement aufweist. 55 60
10. Getriebe insbesondere nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß der elastische Dichtring radial innerhalb des im wesentlichen formstabiles Ringelements angeordnet ist. 65
11. Getriebe insbesondere nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß der elastische Dichtring radial außerhalb des im wesentlichen formstabiles Ringelements angeordnet ist.

ments angeordnet ist.

---

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

---

- Leerseite -



BEST AVAILABLE COPY

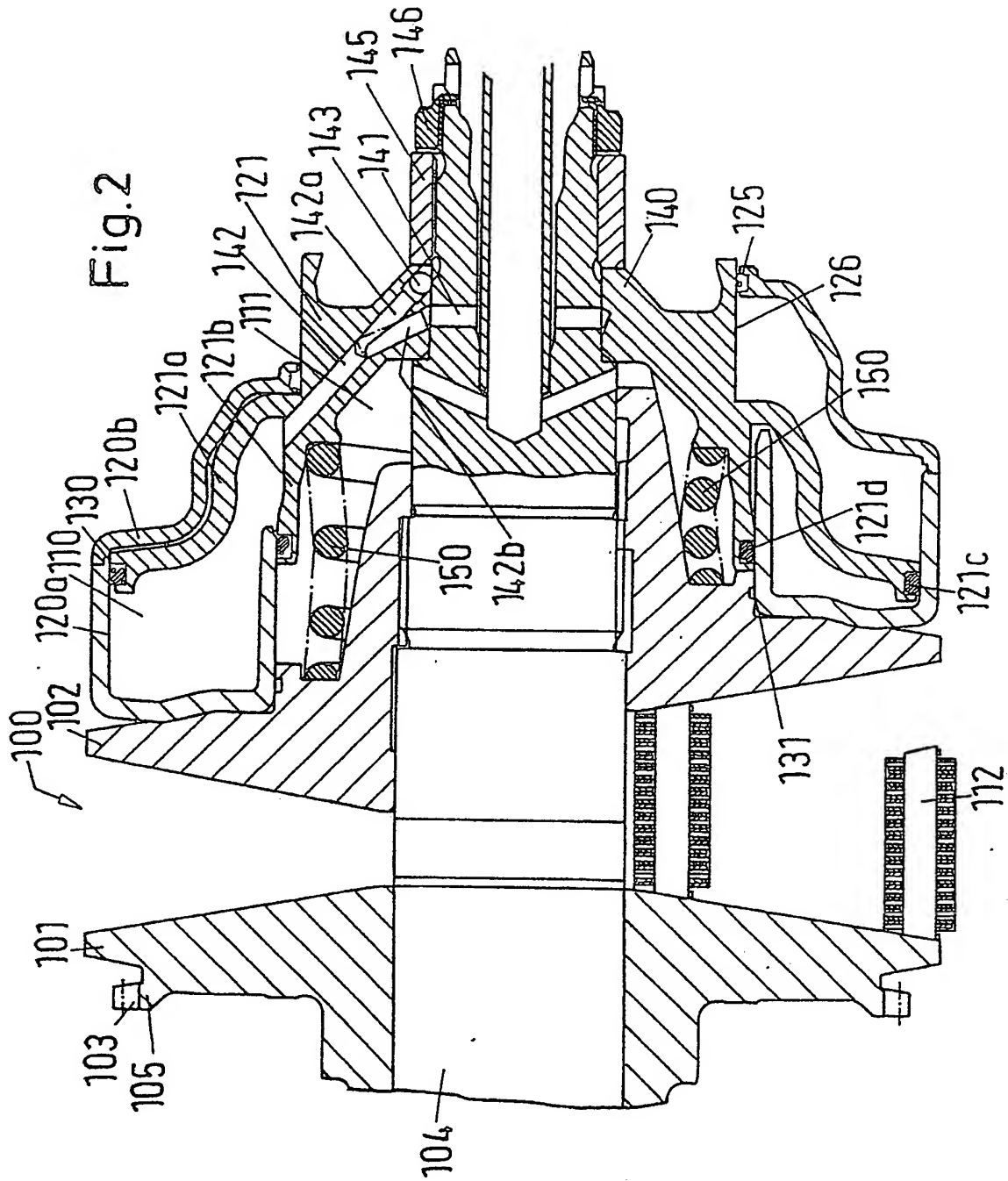


Fig.3a

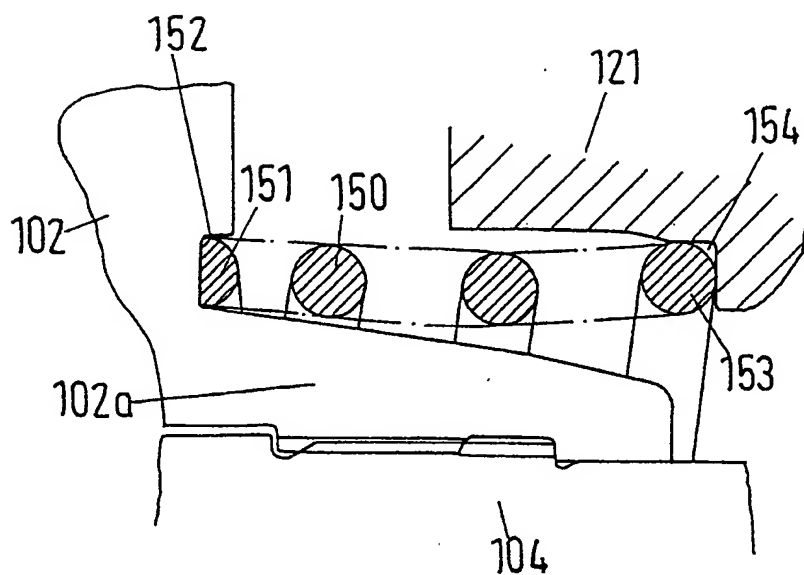
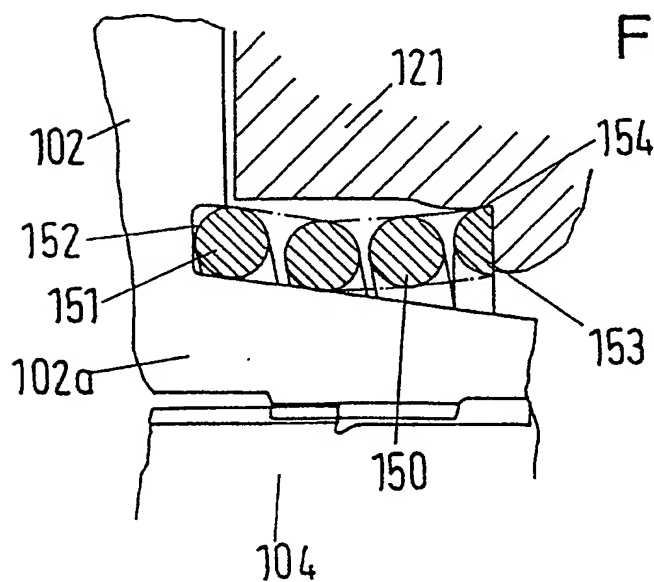


Fig.3b



BEST AVAILABLE COPY

BEST AVAILABLE COPY

Fig.4

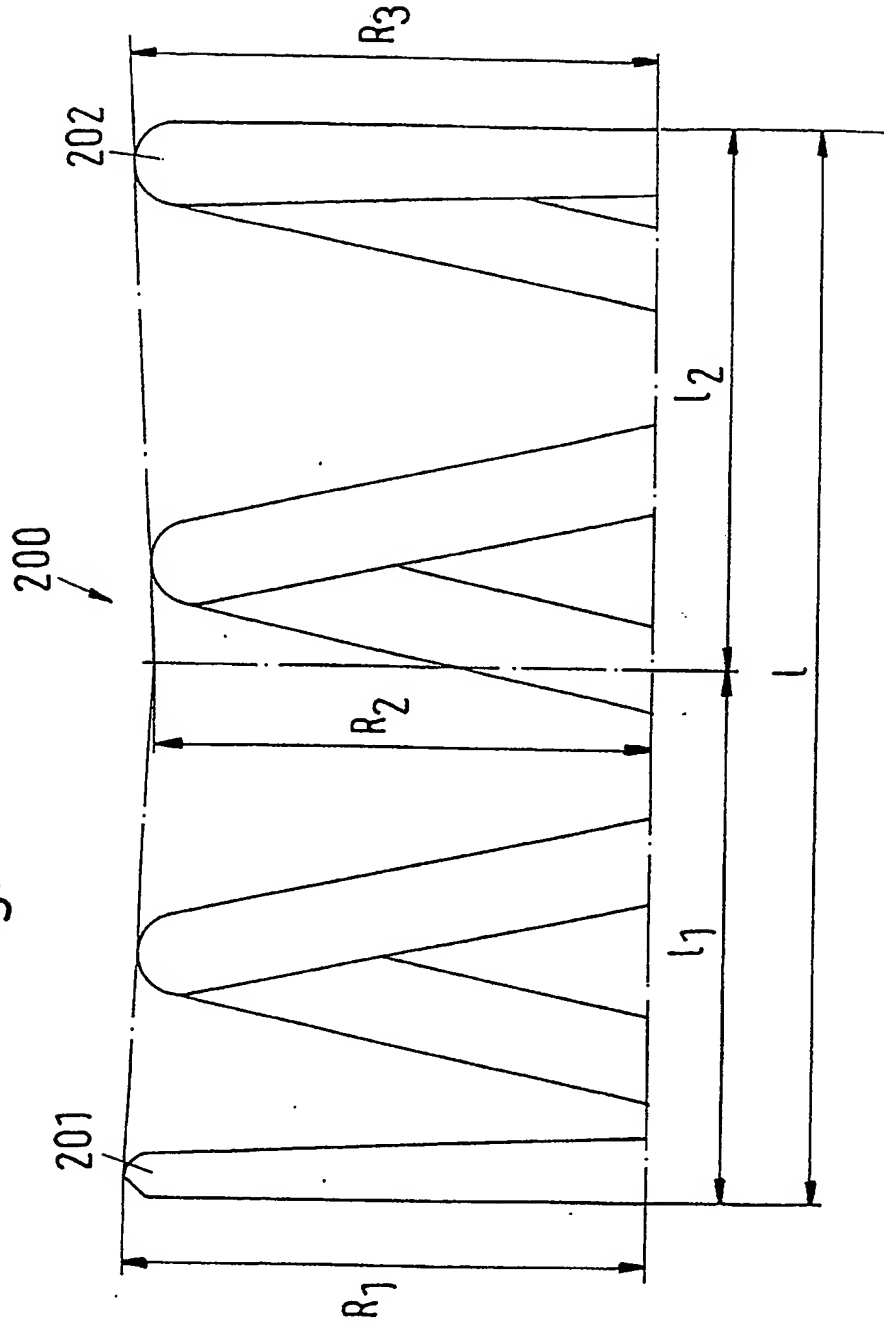




Fig.5a

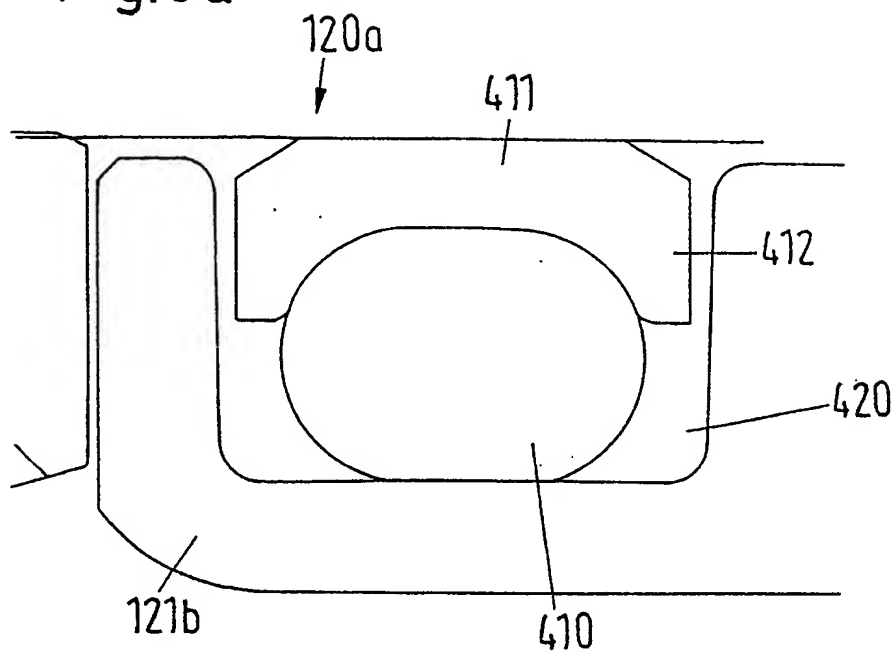
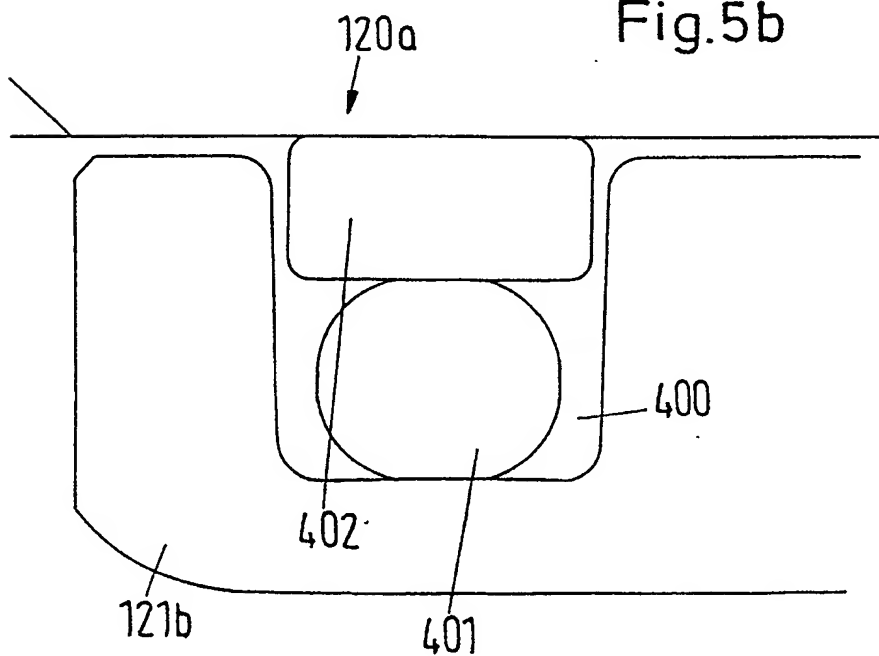


Fig.5b



BEST AVAILABLE COPY